

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-278075

(43) 公開日 平成11年(1999)10月12日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

B 6 0 K 17/30

B 6 0 K 17/30

C

B 6 0 B 35/14

B 6 0 B 35/14

U

F 1 6 D 3/224

F 1 6 D 3/20

A

3/226

G

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平10-87521

(22) 出願日 平成10年(1998)3月31日

(71) 出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72) 発明者 長谷 陽夫

静岡県磐田市大立野176-8

(72) 発明者 穂積 和彦

静岡県袋井市川井1044-3

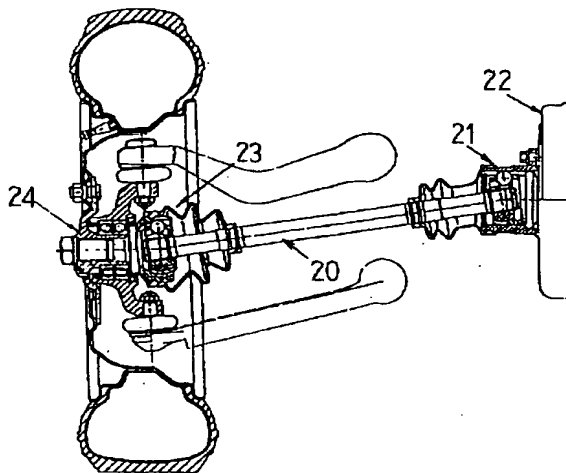
(74) 代理人 弁理士 江原 省吾 (外3名)

(54) 【発明の名称】 ドライブシャフトの連結構造

(57) 【要約】

【課題】 車室内における異音の発生を抑制する。

【解決手段】 ドライブシャフト20の一端は固定型等速自在継手23を介してアクスル24に連結され、ドライブシャフト20の他端は摺動型等速自在継手21を介してデファレンシャル22に連結される。固定型等速自在継手23、摺動型等速自在継手21は、それぞれ、8個のトルク伝達ボールを備えている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ドライブシャフトの一端を固定型等速自在継手を介して車軸に連結し、他端を摺動型等速自在継手を介して終減速装置に連結したドライブシャフトの連結構造において、

上記固定型等速自在継手が、球面状の内径面に軸方向に延びる8本の曲線状の案内溝を形成した外側継手部材と、球面状の外径面に軸方向に延びる8本の曲線状の案内溝を形成した内側継手部材と、外側継手部材の案内溝とこれに対応する内側継手部材の案内溝とが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配された8個のトルク伝達ボールと、トルク伝達ボールを保持する保持器とを備え、

上記摺動型等速自在継手が、円筒状の内径面に軸方向に延びる8本の直線状の案内溝を形成した外側継手部材と、球面状の外径面に軸方向に延びる8本の直線状の案内溝を形成した内側継手部材と、外側継手部材の案内溝とこれに対応する内側継手部材の案内溝とが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配された8個のトルク伝達ボールと、トルク伝達ボールを保持する保持器とを備えたものであるドライブシャフトの連結構造。

【請求項2】 前記固定型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相と、前記摺動型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相とが相互にずれているドライブシャフトの連結構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動車のエンジンの動力を車輪に伝達するドライブシャフト（駆動軸）の連結構造に関する。

【0002】

【従来の技術】 ドライブシャフトの連結構造は車両懸架方式によって異なるが、独立懸架方式を採用している車両ではデファレンシャル（終減速装置）が車体に取り付けられるため、ドライブシャフト（駆動軸）の両端をそれぞれ自在継手を介してデファレンシャルとアクスル（車軸）に連結している。自在継手としては一般に等速自在継手を使用され、サスペンションの動きに追従したドライブシャフトの変位を可能にするため、車輪側の連結部分ではドライブシャフトの角度変位を許容し、車体側の連結部分ではドライブシャフトの角度変位及び軸方向変位を許容する構造になっている。自在継手として等速自在継手を使用する場合、ドライブシャフトの一端をツェパー型などの固定型等速自在継手を介してアクスルに連結し、ドライブシャフトの他端をダブルオフセット型、クロスグループ型などの摺動型等速自在継手を介してデファレンシャルに連結している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 等速自在継手とドライ

ブシャフトとが角度をとりながら回転動力を伝達する際、ドライブシャフトを曲げようとする曲げモーメント（2次モーメント）が発生する。この2次モーメントは等速自在継手の構造と関連した周期的な変動成分をもち、ドライブシャフトを振動させる起振力となる。通常、2次モーメントによるドライブシャフトの振動はエンジンの振動に比較してレベル的にはかなり小さく、それ自体で不快な振動・騒音を生じさせるものではないが、その周波数がエンジンの振動の周波数と接近してくると、車室内で共振（共鳴）現象が起こり、こもり音、ビート音と呼ばれる異音が発生して、乗員に不快感を与えるという問題がある。

【0004】 例えば、6個のトルク伝達ボールを有する固定型等速自在継手と摺動型等速自在継手を用いてドライブシャフトの両端を連結した場合、等速自在継手に作用する2次モーメントは固定型、摺動型ともに、トルク伝達ボールの個数及び角度位相に関連した6次の変動成分が主体となり、また、各2次モーメントの変動のピーク値（最大値、最小値）も同じジョイント回転角で現われる。そのため、固定型、摺動型等速自在継手の各2次モーメントを合成した全体の2次モーメント（固定型+摺動型）は6次変動成分が主体となり、その振幅も増幅されて大きくなる。

【0005】 ここで、2次モーメント（固定型+摺動型）の6次変動成分の周波数を $F_{0.6}$ 、ホイール（車輪）の回転数を F_{WHEEL} 、エンジンの回転数を F_{ENGINE} 、デファレンシャルの減速比を0.35とすると、 $F_{0.6}$ は F_{WHEEL} の6倍になるので、 $F_{0.6} = 6 \times F_{WHEEL} = 6 \times F_{ENGINE} \times 0.35 = F_{ENGINE} \times 2.1$ である。一方、エンジンの振動は2次変動成分が主体であるので、 $F_{0.6} = (2 \times F_{ENGINE}) \times 1.05$ となり、2次モーメントの6次変動成分の周波数 $F_{0.6}$ は、エンジンの2次変動成分の周波数（ $2 \times F_{ENGINE}$ ）の1.05倍となる。このように、両者の周波数が接近してくると、共振（共鳴）現象によって車室内で異音が発生しやすくなる。

【0006】 本発明は、2次モーメントによるドライブシャフトの振動とエンジンの振動との共振（共鳴）現象を回避して、車室内における異音の発生を抑制することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するため、本発明は、ドライブシャフトの一端を固定型等速自在継手を介して車軸に連結し、他端を摺動型等速自在継手を介して終減速装置に連結したドライブシャフトの連結構造において、固定型等速自在継手が、球面状の内径面に軸方向に延びる8本の曲線状の案内溝を形成した外側継手部材と、球面状の外径面に軸方向に延びる8本の曲線状の案内溝を形成した内側継手部材と、外側継手部材の案内溝とこれに対応する内側継手部材の案内溝とが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配

された8個のトルク伝達ボールと、トルク伝達ボールを保持する保持器とを備え、摺動型等速自在継手が、円筒状の内径面に軸方向に延びる8本の直線状の案内溝を形成した外側継手部材と、球面状の外径面に軸方向に延びる8本の直線状の案内溝を形成した内側継手部材と、外側継手部材の案内溝とこれに対応する内側継手部材の案内溝とが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配された8個のトルク伝達ボールと、トルク伝達ボールを保持する保持器とを備えた構成を提供する。

【0008】8個のトルク伝達ボールを有する固定型等速自在継手と摺動型等速自在継手を用いてドライブシャフトの両端を連結すると、等速自在継手に作用する2次モーメントは固定型、摺動型ともに、トルク伝達ボールの個数及び角度位相に関連した8次の変動成分が主体となる(図4～図7参照)。

【0009】ここで、2次モーメント(固定型+摺動型)の8次変動成分の周波数を F_{DB} 、ホイール(車輪)の回転数を F_{WHEEL} 、エンジンの回転数を F_{ENGINE} 、デファレンシャルの減速比を0.35とすると、 F_{DB} は F_{WHEEL} の8倍になるので、

$$F_{DB} = 8 \times F_{WHEEL} = 8 \times F_{ENGINE} \times 0.35 = F_{ENGINE} \times 2.8$$

である。一方、エンジンの振動は2次変動成分が主体であるので、

$$F_{DB} = (2 \times F_{ENGINE}) \times 1.4$$

となり、2次モーメントの8次変動成分の周波数 F_{DB} は、エンジンの2次変動成分の周波数($2 \times F_{ENGINE}$)の1.4倍となる。したがって、6個のトルク伝達ボールを有する等速自在継手を使用した場合に比べ、2次モーメントによるドライブシャフトの振動の周波数とエンジンの振動の周波数とが離れるため、両者の共振(共鳴)現象が生じにくくなる。これにより、車室内における異音の発生が抑制される。

【0010】さらに、固定型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相と摺動型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相とを相互にずらすと、2次モーメントの8次変動成分の振幅を小さくすることができ、これにより異音の発生をより一層効果的に抑制することができる。

【0011】図4～図7は、固定型等速自在継手としてボールフィックスドジョイント(BJ)、摺動型等速自在継手としてダブルオフセットジョイント(DOJ)を使用した場合の、角度位相のずれと2次モーメントとの関係を求めたものである。図4は角度位相のずれがない場合(0°)、図5は角度位相のずれが 10° の場合、図6は 20° の場合、図7は 30° の場合をそれぞれ示している。BJの2次モーメント(細線)とDOJの2次モーメント(点線)を合成した全体の2次モーメント(太線)の振幅は、ずれ角 0° の場合が一番大きく、 30° 、 10° 、 20° の順に小さくなっている。これ

は、ずれ角を設けることによって、BJとDOJの各2次モーメントの変動波形がジョイント回転角の方向に相互にずれ、互いの変動成分が打ち消し合うためである。全体の2次モーメントの振幅が最も小さくなるのは、各2次モーメントの変動波形のピークが相互に反転する場合であり、その時のずれ角は 22.5° である。図4～図7に示す結果では、ずれ角が 22.5° に最も近い 20° で全体の2次モーメント(太線)の振幅が最も小さくなっている。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に従って説明する。

【0013】図3は、自動車の動力伝達装置を示している。ドライブシャフト20の一端は固定型等速自在継手23を介してアクスル(車軸)24に連結され、ドライブシャフト20の他端は摺動型等速自在継手21を介してデファレンシャル(終減速装置)22に連結される。

【0014】図1は、図3に示す自動車の動力伝達装置において、ドライブシャフト20の一端をアクスル24に連結する固定型等速自在継手23を示している。この実施形態の固定型等速自在継手はツェバー型等速自在継手(ボールフィックスドジョイント:BJ)であり、球面状の内径面1aに8本の曲線状の案内溝1bを軸方向に形成した外側継手部材1と、球面状の外径面2aに8本の曲線状の案内溝2bを軸方向に形成し、内径面に歯型(セレーション又はスプライン)2cを形成した内側継手部材2と、外側継手部材1の案内溝1bとこれに対応する内側継手部材2の案内溝2bとが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配された8個のトルク伝達ボール3と、トルク伝達ボール3を保持する保持器4とを備えている。ドライブシャフト20の一端は、内側継手部材2の歯型2cにセレーション連結等される。

【0015】この実施形態において、外側継手部材1の案内溝1bの中心O1は内径面1aの球面中心に対して、内側継手部材2の案内溝2bの中心O2は外径面2aの球面中心に対して、それぞれ、軸方向に等距離(F)だけ反対側に(中心O1は継手の開口側、中心O2は継手の奥部側に)オフセットされている。そのため、案内溝1bとこれに対応する案内溝2bとが協働して形成されるボールトラックは、継手の開口側に向かって楔状に開いた形状になる。

【0016】保持器4の外径面4aの球面中心、および、保持器4の外径面4aの案内面となる外側継手部材1の内径面1aの球面中心は、いずれも、トルク伝達ボール3の中心O3を含む継手中心面O内にある。また、保持器4の内径面4bの球面中心、および、保持器4の内径面4bの案内面となる内側継手部材2の外径面2aの球面中心は、いずれも、継手中心面O内にある。それ故、外側継手部材1の上記オフセット量(F)は、案内

溝1bの中心O1と継手中心面Oとの間の軸方向距離、内側継手部材2の上記オフセット量(F)は、案内溝2bの中心O2と継手中心面Oとの間の軸方向距離になり、両者は等しい。外側継手部材1の案内溝1bの中心O1と内側継手部材2の案内溝2bの中心O2とは、継手中心面Oに対して軸方向に等距離(F)だけ反対側(案内溝1bの中心O1は継手の開口側、案内溝2bの中心O2は継手の奥部側)にずれた位置にある。

【0017】外側継手部材1と内側継手部材2とが角度 θ だけ角度変位すると、保持器4に案内されたトルク伝達ボール3は常にどの作動角 θ においても、角度 θ の2等分面($\theta/2$)内に維持され、継手の等速性が確保される。

【0018】トルク伝達ボール3のピッチ円径(PCD_{BALL})と直径(D_{BALL})との比 $r1(=PCD_{BALL}/D_{BALL})$ は $3.3 \leq r1 \leq 5.0$ の範囲内の値とすることができる。ここで、トルク伝達ボールのピッチ円径(PCD_{BALL})は、PCRの2倍の寸法である(PCD_{BALL} $=2 \times PCR$)。外側継手部材1の案内溝1bの中心O1とトルク伝達ボール3の中心O3を結ぶ線分の長さ、内側継手部材2の案内溝2bの中心O2とトルク伝達ボール3の中心O3を結ぶ線分の長さが、それぞれPCRであり、両者は等しい。

【0019】 $3.3 \leq r1 \leq 5.0$ とした理由は、外側継手部材等の強度、継手の負荷容量および耐久性を比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)と同等以上に確保するためである。すなわち、等速自在継手においては、限られたスペースの範囲で、トルク伝達ボールのピッチ円径(PCD_{BALL})を大幅に変更することは困難である。そのため、 $r1$ の値は主にトルク伝達ボールの直径(D_{BALL})に依存することになる。 $r1 < 3.3$ であると(主に直径D_{BALL}が大きい場合)、他の部品(外側継手部材、内側継手部材等)の肉厚が薄くなりすぎて、強度の点で懸念が生じる。逆に $r1 > 5.0$ であると(主に直径D_{BALL}が小さい場合)、負荷容量が小さくなり、耐久性の点で懸念が生じる。また、トルク伝達ボールと案内溝との接触部分の面圧が上昇し(直径D_{BALL}が小さくなると、接触部分の接触楕円が小さくなるため)、案内溝の溝肩エッジ部分の欠け等の要因になることが懸念される。

【0020】 $3.3 \leq r1 \leq 5.0$ とすることにより、外側継手部材等の強度、継手の負荷容量および耐久性を比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)と同等以上に確保することができる。より好ましくは、 $3.5 \leq r1 \leq 5.0$ の範囲、例えば、 $r1 = 3.83$ 、又はその近傍の値に設定するのが良い。

【0021】外側継手部材1の外径(D_{OUTER})と内側継手部材2の歯型(セレーション又はスプライン)2cのピッチ円径(PCD_{SERR})との比 $r2(=D_{OUTER}/PCD_{SERR})$ は $2.5 \leq r2 \leq 3.5$ の範囲内の値に設

定することができる。

【0022】 $2.5 \leq r2 \leq 3.5$ とした理由は次にある。すなわち、内側継手部材の歯型2cのピッチ円径(PCD_{SERR})は、ドライブシャフトの強度等との関係で大幅に変更することはできない。そのため、 $r2$ の値は、主に外側継手部材の外径(D_{OUTER})に依存することになる。 $r2 < 2.5$ であると(主に外径D_{OUTER}が小さい場合)、各部品(外側継手部材、内側継手部材等)の肉厚が薄くなりすぎて、強度の点で懸念が生じる。一方、 $r2 > 3.5$ であると(主に外径D_{OUTER}が大きい場合)、寸法的な面等から実用上の問題が生じる場合があり、また、コンパクト化という目的も達成できない。 $2.5 \leq r2 \leq 3.5$ とすることにより、外側継手部材等の強度および継手の耐久性を比較品(6個ボールの等速自在継手)と同等以上に確保することができ、かつ、実用上の要請も満足できる。好ましくは、 $2.5 \leq r2 < 3.2$ とするのが良い。

【0023】この実施形態の等速自在継手は、トルク伝達ボール3の個数が8個であり、比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)に比べ、継手の全負荷容量に占めるトルク伝達ボール1個当たりの負荷割合が少ないので、同じ呼び形式の比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)に対して、トルク伝達ボール3の直径(D_{BALL})を小さくし、外側継手部材1の肉厚および内側継手部材2の肉厚を比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)と同程度に確保することが可能である。また、同じ呼び形式の比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)に対して、比 $r2(=D_{OUTER}/PCD_{SERR})$ を小さくして(6個ボールの固定型等速自在継手における $r2$ の一般的な値は $r2 \geq 3.2$ である。)、比較品と同等以上の強度、負荷容量および耐久性を確保しつつ、外径寸法(D_{OUTER})のより一層のコンパクト化を図ることができる。また、比較品(6個ボールの固定型等速自在継手)に比べて低発熱であることが実験の結果確認されている。

【0024】図2は、図3に示す自動車の動力伝達装置において、ドライブシャフト20の他端をデファレンシャル22に連結する摺動型等速自在継手21を示している。この実施形態の摺動型等速自在継手はダブルオフセット型等速自在継手(DOJ)であり、円筒状の内径面1a'に8本の直線状の案内溝1b'を軸方向に形成した外側継手部材1'と、球面状の外径面2a'に8本の直線状の案内溝2b'を軸方向に形成し、内径面に歯型(セレーション又はスプライン)2c'を形成した内側継手部材2'と、外側継手部材1'の案内溝1b'とこれに対応する内側継手部材2'の案内溝2b'とが協働して形成される8本のボールトラックにそれぞれ配された8個のトルク伝達ボール3'と、トルク伝達ボール3'を保持する保持器4'とで構成される。ドライブシャフト20の他端は、内側継手部材2'の歯型2c'に

セレーション連結等される。

【0025】この実施形態において、保持器4'の外径面4b'の球面中心と内径面4a'の球面中心とは、それぞれ、保持器4'のポケット中心に対して軸方向に等距離だけ反対側にオフセットされている。

【0026】トルク伝達ボール3'のピッチ円径(PCD_{BALL})と直径(D_{BALL})との比 $r_1 (= PCD_{BALL} / D_{BALL})$ は、前述した固定型等速自在継手と同様の理由から、 $2.9 \leq r_1 \leq 4.5$ の範囲、好ましくは、 $3.1 \leq r_1 \leq 4.5$ の範囲内の値とすることができる。こ
ここで、トルク伝達ボールのピッチ円径(PCD_{BALL})
は、作動角0°において、180度対向したボルトトラ
ック内に位置する2つのトルク伝達ボールの中心間距離
に等しい。図2におけるPCRは、ピッチ円径(PCD_{BALL})の1/2の寸法である(PCD_{BALL} = 2 × PCR)。

【0027】また、外側継手部材1'の外径(D_{OUTER})と内側継手部材2の歯型(セレーション又はスプライン)2c'のピッチ円径(PCD_{SERR})との比 r_2 は、前述した固定型等速自在継手と同様の理由から、 $2.5 \leq r_2 \leq 3.5$ 、好ましくは、 $2.5 \leq r_2 < 3.1$ の範囲内の値に設定する。

【0028】この実施形態の等速自在継手は、前述した固定型等速自在継手と同様に、トルク伝達ボール3'の個数が8個であり、比較品(6個ボールの摺動型等速自在継手)に比べ、継手の全負荷容量に占めるトルク伝達ボール1個当りの負荷割合が少ないので、同じ呼び形式の比較品(6個ボールの摺動型等速自在継手)に対して、トルク伝達ボール3'の直径(D_{BALL})を小さくし、外側継手部材1'の肉厚および内側継手部材2'の肉厚を比較品(6個ボールの摺動型等速自在継手)と同程度に確保することが可能である。また、同じ呼び形式の比較品(6個ボールの摺動型等速自在継手)に対して、比 $r_2 (= D_{OUTER} / PCD_{SERR})$ を小さくして(6個ボールの摺動型等速自在継手における r_2 の一般的な値は $r_2 \geq 3.1$ である。)、比較品と同等以上の強度、負荷容量および耐久性を確保しつつ、外径寸法(D_{OUTER})のより一層のコンパクト化を図ることができる。また、比較品(6個ボールの摺動型等速自在継手)に比べて低発熱であることが実験の結果確認されて
いる。

【0029】尚、上述した固定型等速自在継手および摺動型等速自在継手のうち少なくとも一方の内側継手部材とドライブシャフトとを一体構造にすることも可能である。

【0030】

【発明の効果】本発明は以下に示す効果を有する。

【0031】(1) 8個のトルク伝達ボールを有する固定型等速自在継手と摺動型等速自在継手を介してドライブシャフトを車軸と終減速装置に連結する構造としたの

で、2次モーメントによるドライブシャフトの振動の周波数とエンジンの振動の周波数とが離れ、両者の共振(共鳴)現象が生じにくくなる。これにより、車室内における異音の発生が抑制される。

【0032】(2) 固定型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相と摺動型等速自在継手のトルク伝達ボールの角度位相とを相互にずらすことにより、2次モーメントの8次変動成分の振幅を小さくすることができ、これにより異音の発生をより一層効果的に抑制することができる。特に、角度位相を22.5°ずらした場合に顕著な効果が得られる。

【0033】(3) 固定型等速自在継手、摺動型等速自在継手について、トルク伝達ボールのピッチ円径(PCD_{BALL})と直径(D_{BALL})との比 $r_1 (= PCD_{BALL} / D_{BALL})$ 、外側継手部材の外径(D_{OUTER})と内側継手部材の歯型のピッチ円径(PCD_{SERR})との比 $r_2 (= D_{OUTER} / PCD_{SERR})$ を実施形態に示す範囲内の値に設定することにより、等速自在継手のサイズダウンを図ることができるので、連結構造のコンパクト化、それによる車体重量の軽量化、低燃費化にとって有利である。

【図面の簡単な説明】

【図1】ドライブシャフトの一端を車軸に連結する固定型等速自在継手の縦断面図(図a)、横断面図(図b)である。

【図2】ドライブシャフトの他端を終減速装置に連結する摺動型等速自在継手の縦断面図(図a)、横断面図(図b)である。

【図3】自動車の動力伝達装置を示す図である。

【図4】トルク伝達ボールの角度位相のずれと2次モーメントとの関係を示す図である。

【図5】トルク伝達ボールの角度位相のずれと2次モーメントとの関係を示す図である。

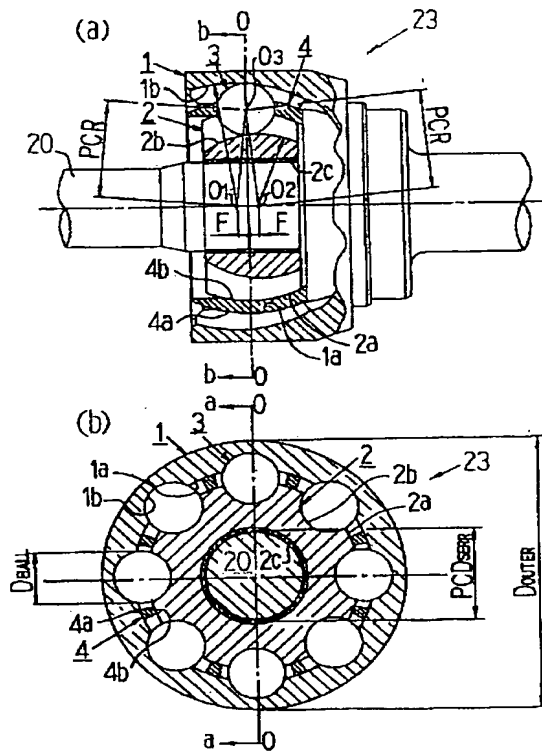
【図6】トルク伝達ボールの角度位相のずれと2次モーメントとの関係を示す図である。

【図7】トルク伝達ボールの角度位相のずれと2次モーメントとの関係を示す図である。

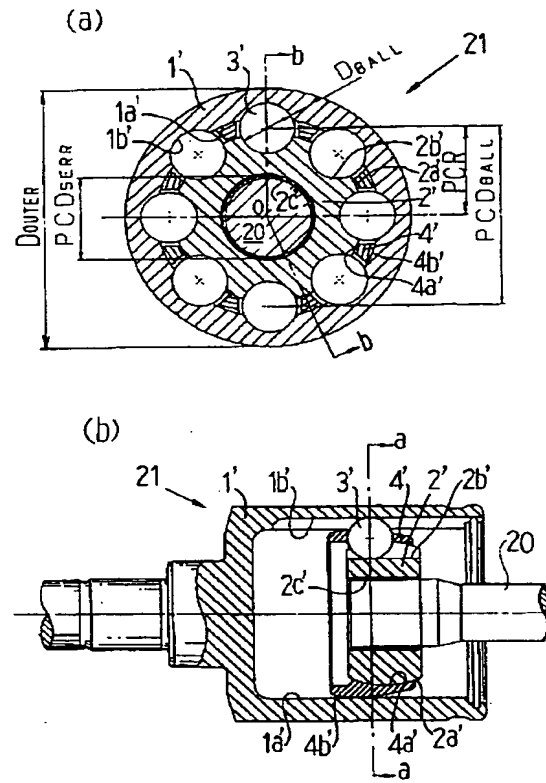
【符号の説明】

1、1'	外側継手部材
1a、1a'	内径面
1b、1b'	案内溝
2、2'	内側継手部材
2a、2a'	外径面
2b、2b'	案内溝
3、3'	トルク伝達ボール
4、4'	保持器
20	ドライブシャフト
21	摺動型等速自在継手
22	デファレンシャル(終減速装置)
23	固定型等速自在継手
24	アクスル(車軸)

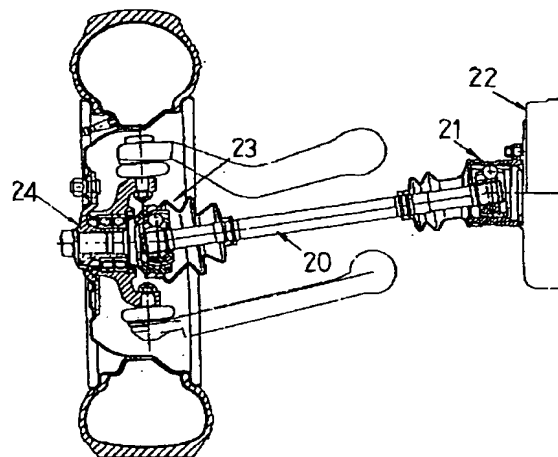
【図1】



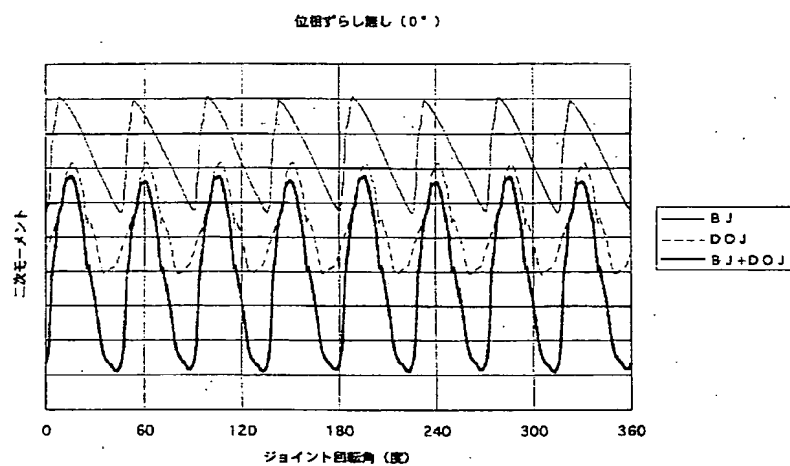
【図2】



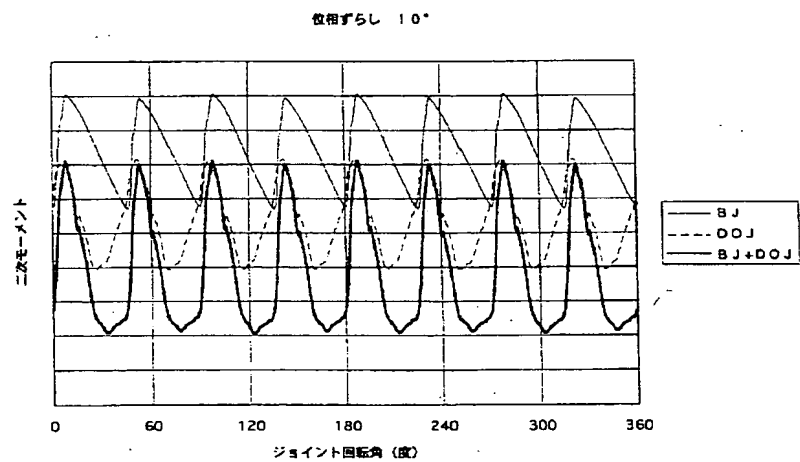
【図3】



【図4】

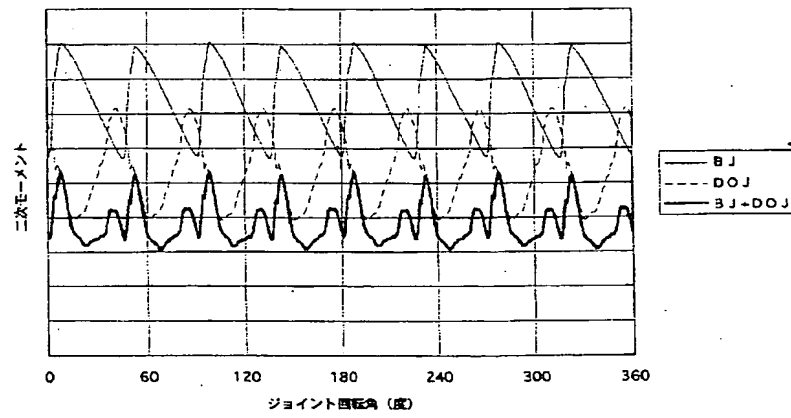


【図5】



【図6】

位相ずれし 20°



【図7】

位相ずれし 30°

